

NORGE



**STYRET
FOR DET INDUSTRIELLE
RETTSVERN**

[B] (II) UTLEGNINGSSKRIFT Nr. 128968

(C) (45) PATENT MEDDELT

15. mai 1974

(51) Int. Cl. F 16 d 3/00
F 16 b 23/00

(52) Kl. 47c 3/00
47a 1-23/00

(21) Patentsøknad nr. 1998/68

(22) Inngitt 22.5.1968

(23) Løpedag 22.5.1968

(41) Søknaden alment tilgjengelig fra 23.11.1969

(44) Søknaden utlagt og
utlegningsskrift utgitt 4.2.1974

(30) Prioritet begjært fra: -

(71)(73) **TEXTRON INC., (a Corporation of Delaware),**
10 Dorrance Street, Providence,
R.I., USA.

(72) **Bernard Francis Reiland, 1616 Roncevalles Avenue,**
Rockford, Ill., USA.

(74) **Siv.ing. Wald. Janset.**

(54) **Koblingselement og verktøy for fremstilling av samme.**

Denne oppfinnelse vedrører et element, særlig skruehode, mutterhode, løst eller fast akselhode, nøkkel- eller koblingshode for samvirkning med det førstnevnte hode, hvilket hode er utført med utvendig eller forsenket gripeflate, omfattende et legeme med et parti som har en første rekke med innbyrdes adskilte, halvsylindriske flater og en annen rekke med halvsylindriske flater som alternerer med flatene av den første rekke og slutter seg tangentialt til disse med krumningsaksene av de to rekker av flater forløpende i det vesentlige parallelt med hverandre og med legemets senterakse hvor krumningsaksene for den første rekke med flater er beliggende mellom de respektive flater og senteraksen, og krumningsaksene for den andre rekke med flater i forhold til senteraksen er anordnet på den motsatte side av den respektive flate, hvor tverrsnittet av flatene

i nevnte parti har symmetrisk, i det vesentlige seksarmet konfigurasjon, med krumningsaksene for den første rekke med flater sammenfallende med spissene av en tenkt regulær sekskant. Oppfinnelsen vedrører også et verktøy for fremstilling av elementet.

Et koblingsselement med sekskantet form som ofte benyttes for overføring av dreiemoment fra en drivende enhet til en drevne enhet omfatter seks plane flater som er anordnet symmetrisk om en senterakse. På grunn av den store drivvinkel og punktkontakter mellom tilstøtende flater som er i inngrep, overføres drivmomentet på lite effektiv måte fra den drivende enhet til den drevne enhet. Avhengig av toleransegraden mellom flatene har den drivende enhets motsatte flater tendens til å kiles fra hverandre samtidig som sonene hvor spenninger konsentreres, såsom den drevne enhets skarpe hjørner, overbelastes. For å nedsette risikoen for svikt i en av de to enheter utføres disse ofte forstørret for derved å redusere spenningen pr. flateenhet til en verdi innenfor styrkegrenser for det metall som koblingsdelene er fremstilt av. Koblingsdelene har derfor lett for å bli tunge, hvilket også er uheldig spesielt i de tilfelle hvor det ønskes minst mulig vekt, og dessuten kostbare spesielt hvor det må benyttes kostbare legeringer.

Man har også foreslått med dette for øye å anordne flere noter med rette hjørner fordelt rundt den drevne dels omkrets og å forsyne den drivende del med lignende komplementære noter på overflaten, men slike med noter utformede flater er kostbare i fremstilling, idet de krever mange bearbeidelsesoperasjoner i maskiner og de omfatter dessuten mange spenningsøkningssoner slik at koblinger av denne type ikke har vært betraktet som hensiktsmessige unntatt på noen begrensede felter.

Til samme formål har man også tidligere foreslått å forsyne den drevne del med en overflatekonfigurasjon bestående av 12 mindre drivflater som enten er plane eller krumme og enten indre eller ytre og som er jevnt fordelt over 360° og danner en rekke alternerende kammer og riller eller daler med i det vesentlige samme bredde. Slike utførelser tillater ikke overføring av så store drivmomenter som det er nødvendig for å møte dagens krav. Når en slik kobling utsettes for store dreiemomenter, vil enten den drivende del sprekke eller de forholdsvis smale ribber på den drevne del vil skjæres av. Den sistnevnte svikt medfører vanligvis at den drevne del tvinges bort fra den drivende.

Man har også foreslått korsformede forsenkninger med komplementært utformede drivende deler bestående av et antall forholdsvis smale vinger som forløper radiallyt utover fra senteraksen. Slike anordninger har flere ulemper og den viktigste av dem er den vankelige frakobling som krever en stor kraft og som kan være ganske trettende for operatøren. Viktigere er imidlertid fremstillingsproblemet, idet det kreves stor nøyaktighetsgrad for forsenkningen i den drevne del og det samvirkende stykke av den drivende del. Brukstiden for stanser eller presser som benyttes til forming av fordypningen i den drevne del er forholdsvis kort, slik at verktøyomkostningene blir høye. Hva den drivende del angår, krever den vanligvis flere presseoperasjoner som i noen tilfelle må etterfølges av smieoperasjoner som alle bidrar til forholdsvis høye produksjonsomkostninger.

Hensikten med oppfinnelsen er ved en hensiktsmessig utforming av koblingselementet å unngå de nevnte ulemper. Elementet ifølge oppfinnelsen utmerker seg i det vesentlige ved at krumningsradien for den første rekke med flater er omtrent 5 til 10% av hoveddiametere for nevnte første rekke med flater, at krumningsradien for den andre rekke med flater er større enn det dobbelte av radien for den første rekke med flater slik at vinkelutstrekningen av den andre rekke med flater er vesentlig større enn vinkelutstrekningen for den første rekke med flater som er i størrelsesordenen 20 til 25°, at differansen mellom den maksimale radiale dimensjon av den første rekke med flater og den minimale radiale dimensjon av den andre rekke med flater er omtrent 50% større enn radien av den første rekke med flater, og at tilstøtende overflatepartier av nevnte første og andre rekke med flater danner en drivflate med en drivvinkel fra 10 til 20°, hvor drivvinkelen er definert som vinkelen mellom en linje som er tangent med punktet hvor flatene kommer sammen og nevnte legemes radius som skjærer den halvsylindriske flate av den første rekke med flater umiddelbart ved nevnte drivflate.

Den nye flatekonfigurasjon som er tilveiebragt ifølge oppfinnelsen er slik at den lett kan anvendes istedenfor forskjellige mer vanlige former for overflatekonfigurasjoner og er meget universal med hensyn til sin anvendelighet. Konfigurasjonen ifølge oppfinnelsen er ikke bare anvendelig for ytterhoder på drivdeler, men like godt for drivforsenknninger med en indre koblingsflate. Oppfinnelsen kan også brukes i forbindelse med et stort antall forskjellige produkter, såsom låser og drivdeler til samme, koblingsstykker, koblin-

ger for overføring av dreiemomenter og verktøy til bruk med samme, inklusive skrunøkler, hullestempler, matriser, dyner o.l.

Differansen mellom den maksimale radiale dimensjon av den første rekke med flater og den minimale radiale dimensjon av den andre rekke med flater er mellom 25 og 30% av nevnte maksimale radiale dimensjon. Derfor fåes arbeidsflater med forholdsvis stort areal, dvs. stor flatekontakt mellom hvert par tilstøtende flater og en forholdsvis liten drivvinkel mellom de drivende og de drevne partier. De forholdsvis store arbeidsflater eller kontaktflater mellom de drivende og drevne deler sikrer små påkjenninger pr. flateenhet, og da skarpe hjørner er fullstendig eliminert i omkretsretningen, finnes det heller ingen soner med spenningskonsentrasjoner. På grunn av anvendelsen med krumme flater kan de komplementært sammenkoblbare partier lett fremstilles med stor nøyaktighetsgrad ved hjelp av smi-stempler og dyner og da skarpe hjørner ikke forekommer, vil også verktøyet ha lang brukstid.

Oppfinnelsen skal forklares nærmere ved hjelp av eksempler under henvisning til tegningene, hvor:

Fig. 1 er et sideriss av en del av en låseinnretning som viser et hode utformet i samsvar med oppfinnelsen, fig. 2 er et grunnriss av hodet ifølge fig. 1, og fig. 3 viser skjematisk og mer detaljert den tilveiebragte konfigurasjon med hensyn til omkretsen av hodet for innretningen ifølge fig. 1 og 2.

Fig. 4 viser et arbeidsstykke hvorav en låseinnretning ifølge fig. 1 og 2 kan fremstilles, fig. 5 er et sideriss og viser arbeidsstykket eller emnet under et mellomtrinn av fremstillingen, og fig. 6 er et sideriss tildels i snitt av et verktøy som benyttes til forming av hodet for låseinnretningen ifølge fig. 1, mens fig. 7 er et sideriss som viser hele stykket etter at hodet er ferdig.

Fig. 8 er et sideriss tildels i snitt av en dreven enhet med en drivende enhet som er montert på hodet av den første enhet. Fig. 9 er et sideriss av et koblingsskaff av et drivverktøy, fig. 10 et tverrsnitt langs linjen 10-10 på fig. 8, og fig. 11 et tverrsnitt som kan sammenlignes med tverrsnittet ifølge fig. 10 og som viser en tidligere kjent utførelse.

Fig. 12 viser et snitt gjennom en dreven del i form av en låseinnretning med forsenket drivhode, fig. 13 er et grunnriss av innretningen ifølge fig. 12, og fig. 14 viser i snitt et verktøy til

bruk i forbindelse med fremstillingen av innretningen ifølge fig. 13, mens fig. 15 er et sideriss av et parti av et ytterligere drivverktøy til bruk med innretningen ifølge oppfinnelsen.

Fig. 16 og 17 er hhv. sideriss og grunnriss av en mutter med overflateutforming i samsvar med oppfinnelsen, fig. 18 et lengdesnitt gjennom en rørkobling i samsvar med oppfinnelsen, og fig. 19 et snitt langs linjen 19-19 på fig. 18.

Fig. 20 og 21 er hhv. diametralsnitt og grunnriss av en ytterligere forbindelsesinnretning i samsvar med oppfinnelsen, og fig. 22 og 23 er sideriss og grunnriss av en ytterligere utførelse ifølge oppfinnelsen.

Fig. 24 viser et tverrsnitt av en sekskantet hylsenøkkel anbragt over et ytre drivhode ifølge oppfinnelsen, fig. 25 et tverrsnitt av en sekskantet endenøkkel anbragt i en forsenkning i samsvar med oppfinnelsen, fig. 26 er et sideriss som viser en skrunøkkel anbragt på et ytre drivhode utført i samsvar med oppfinnelsen, fig. 27 et snitt langs linjen 27-27 på fig. 26, og fig. 28 viser et snitt langs linjen 28-28 på fig. 2.

Oppfinnelsen skal forklares først i forbindelse med en koblingsanordning for overføring av dreiemomenter slike som kan være anordnet mellom en drivende enhet og en komplementær dreven enhet, f. eks. en låse- eller festeinnretning og en drivinnretning eller nøkkel til bruk med samme. Fig. 1, 2 og 3 viser hodepartiet av en festeinnretning 10 med et skaft 10 og et hode 12 av den utvendige type, dvs. som drives utenfra og hvor skaftet har et gjenget parti 14 ved den annen ende. Hodet 12 har en forstørret basis eller fast bæreskive 15. Hodet 12 er delvis begrenset ved en første rekke av seks i avstand fra hverandre anordnede, halvsylindriske flater 18. Som vist mer detaljert på fig. 3 er flatenes 18 akser 20 anordnet mellom flatene 18 og senteraksen 19. De respektive flaters 18 akser 20 er anordnet ved spisser av en regulær sekskant som er vist med strekede linjer 21. En annen rekke med seks halvsylindriske flater 22 er anordnet avvekslende med flatene 18 og går jevnt og tangentialt over i de sistnevnte flater. Aksene for flatene 22 i den annen rekke er vist ved 24 og befinner seg i forhold til senteraksen 19 på den motsatte side av de tilsvarende flater 22. Krumningsradien 13 for krumflatene er forholdsvis liten, fortrinnsvis fra 5 til 10% av den omskrevne sirkels diameter (hoveddiameter) 25. Krumningsradien for flatene 22 i den andre rekke med flater er betydelig større enn

krumningsradien for flatene 18 og som vist noe mer enn dobbelt så stor som den sistnevnte radius, slik at vinkelutstrekningen av flatene 22 er meget større enn av flatene 18. Av fig. 3 fremgår at vinkelen 17 for armene som er dekket med flatene 18 er omtrent 20 til 25° slik at vinkelen for de krumme flater 22 er mer enn dobbelt så stor som for flatene 18. Flatene 18 kan derfor sies å begrense hjørnene av en sekskantet eller seksarmet figur hvis sider befinner seg mellom hjørnene.

Det kan sees at den største diameter 25 av overflatene av den første rekke er meget større enn den minste diameter 26 tatt over de mellomliggende flater 22 hvor halvparten av differansen mellom den største og den minste diameter er antydnet ved 28. Med andre ord kan sies at avstanden 28 svarer til dybden av forsenkningene eller dalene mellom armene eller kammene som er dannet ved flatene 18 og denne avstand utgjør forskjellen mellom den største radiale dimensjon av flatene 18 og den minste radiale dimensjon av flatene 22. Denne differanse er fortrinnsvis mellom 20% og 30% av den største radiale dimensjon og også omtrent 50% større enn for krumningsradien 13 av den første rekke med flater.

Når den på fig. 2 viste festeinnretning fremstilles, skilles først et emne fra en stanglengde e.l., f.eks. ved 40 som vist på fig. 4. Under et første slag som meddeles emnet i en kaldbearbeidelsesmaskin, stukes emnets øvre ende for dannelsen av et forstørret smistykke 42, som vist på fig. 5. Den øvre kant av dette stykke 42 er fortrinnsvis avfaset som vist ved 43 og samtidig kan skaftets 44 nedre ende utføres konisk som vist ved 45 om dette er ønskelig. Hodestykket 42 omformes til et endelig hode ved hjelp av ekstruksjonsstansen som er utstyrt med en innsats 48 som vist på fig. 6. Innsatsen 48 er forsynt med et sylindrisk parti 49 med en diameter som er bare ubetydelig større enn hodestykkets 42 diameter og som igjen bare er ubetydelig større enn den største diameter 25 målt over kammene av det ferdige hode. Det er selvfølgelig å forstå at emnet understøttes i en holdedyne når stansen 48 mates frem mot emnet. Hodestykkets 42 øvre ende går først inn i det sylindriske parti 49 og understøttes av samme mot deformering i sideretningen når stansen beveger seg fremover. De innad hellende skuldre 50 som begrenser hodets riller eller daler, leder metallforflytningen i hodestykket innover og tvinger samme til å presses eller ekstruderes oppover som vist på fig. 5 og 6 til metallet kommer i anlegg med bunnen av understøtstemplett 52. Fortsatt bevegelse av stansen 48 tvinger hode-

stykkets 42 basisparti til å flytte utover og fylle stansens parti 53 med forstørret diameter hvor det dannes det forstørrede bæreskiveparti 15 i det ferdige produkt som er vist på fig. 7. Det ferdige hode 12 på fig. 7 er derfor tildels formet ved omvendt ekstruderingsprosess. Som det vil bli forklart mer utførlig nedenfor, er et hode som fremstilles på denne måte sterkere enn om det bare var fremstilt ved en stukeprosess. Takket være avfasningen 43 ved hodestykkets 42 øvre ende kan stansen 48 skilles lett fra emnet ved hjelp av utstøteren 52 uten dannelsen av en grad ved dalenes øvre ender og som sikkert ville dannes hvis avfasningen 43 ikke fantes. Denne avfasning 43 bevirker også en mindre avfasning av armenes eller kammenes øvre ender i det ferdige hode som vist ved 57 på fig. 7. De skrånende skuldre 58 ved dalenes basis ved skivepartiet 15 bidrar også til en forsterkning av drivhodets armer eller kammer.

Etter at formingen av hodet 12 er fullført i maskinen, kan gjengene formes på skaftet 44. Etter gjengingen kan gjenstanden varmebehandles eller pletteres eller begge deler om ønskelig.

Festeinnretningen som nettopp er beskrevet, er av den art hvor hodet drives utenfra og drivdelen er derfor utstyrt med en indre flatekonfigurasjon som i det vesentlige er identisk med den nettopp beskrevne bortsett fra at denne er dimensjonert slik at der finnes passende klaring slik at drivdelen kan anbringes på festeinnretningens hode. Fig. 8 viser et drivverktøy 62 anbragt på hodet 12 av den drevne innretning 10. Verktøyet har en koblingsdel 64 utstyrt med en innerflate 65 som er komplementær med hodets 12 konfigurasjon som forklart. Verktøyet har også en øvre koblingsdel 67 som er utstyrt med en forsenkning 66 for anbringelse av endepartiet 69 tilhørende et skaft 70 og som er en del av en kraftdreven enhet 71, som kan sees på fig. 9. Forsenkningen 66 og skaftenden 69 har fortrinnsvis samme tverrsnittsform som for festehodet 12 og enheten 64 som vist på fig. 8. En holdering 68 er anordnet i en rille i forsenkingens 66 sidevegg for å holde enheten 62 på plass på verktøybæreskaftet 70.

Fig. 10 viser mer detaljert forholdene mellom de samvirkende flater av drivinnretningen 64 og den drevne innretnings hode 12, når et dreiemoment utøves mot den sistnevnte innretning ved hjelp av drivinnretningen 64 i pilens 73 retning. Som allerede nevnt er drivinnretningen 64 forsynt med innvendig forløpende, konvekse flater 72 som er komplementære til de konkave flater 22 på ho-

det 12 og med mellomliggende konkave flater 74 som er komplementære til de konvekse flater 18 på hodet 12. På grunn av den forholdsvis store dybde av dalene som er dannet av de konkave flater 22, og som ovenfor nevnt og vist ved 28 på fig. 3, er det tilveiebragt et fortrinnsvis stort areal for drivinngrepet. Denne drivflate strekker seg fra det laveste punkt av dalen til det ytterste punkt av den konvekse flate av kammen eller armen 18. Dette drivende areals utstrekning i omkretsretningen er også vist på fig. 10, nemlig ved 76 og 78.

Videre fremgår av fig. 3 at arealet av tverrsnittspartiet som er merket 104 beliggende utenfor den andre rekke med flater 22 og mellom midtpunktene av armene eller kammene 18, er omtrent dobbelt så stort som arealet av tverrsnittspartiet som er merket 105 og befinner seg innenfor den første rekke med flater 18. Massevolumet som vil motstå skjærkrefter og som er representert ved arealet 104, er derfor i det vesentlige tilpasset volumet som er representert ved arealene 105 som har større styrke som følge av at deres utspring er forbundet med forsterkningsskuldrene 58.

Fig. 11 viser en sekskantet pipenøkkel 82 anbragt på en sekskantet dreven enhet 83. Etter at verktøyet 82 er utsatt for dreiemoment i pilens 84 retning, vil den drivende og den drevne enhets tilstøtende flater komme i kontakt med hverandre, men bare ved de i omkretsretningen fordelte punkter 83. (Fig. 11 viser en kjent utførelse.) For å gjøre anbringelsen av nøkkelen på hodet lettere må det finnes en viss klaring mellom de komplementære flater. Under slike forhold vil hele dreiemomentet som tilføres drivenheten 82 overføres gjennom kontaktpunktene 85. Drivvinkelen som er vist ved 86 er tydeligvis større enn 60° . Som følge av denne store drivvinkel vil en stor komponent av den ved enheten 82 tilførte kraft søke å kile eller presse nøkkelens sidevegger utover, hvilket ofte resulterer i sprekkdannelser hvis ikke sideveggen er utført tilstrekkelig tung for å motvirke slike krefter. Også den drevne innretnings 83 hjørner 85 vil deformeres og avrundes til en tilstrekkelig stor kontaktflate er tilveiebragt mellom det drevne hodes 83 og den drivende enhets 82 tilstøtende flater for overføring av det tilførte dreiemoment. Hjørnene 85 vil ofte avrundes i en slik grad at drivenheten 82 vil kunne rotere fritt på hodet 83.

Det skal så igjen henvises til fig. 3 og særlig til den forholdsvis lille drivvinkel som er vist ved 87 og som fortrinnsvis ligger i området på ca. 20° eller mindre. Som vist ved hulrommene

80 finnes det betydelig klaring mellom det drivende verktøys komplementære flater og flatene til det drevne hode 83 for å tillate lett anbringelse av drivenheten på den drevne innretning. Man vil imidlertid lett kunne se at drivkontaktflaten eller arbeidsflaten strekker seg over det meste av drivflaten 76 og 78, slik at dreiemomentet overføres med minst mulig påkjønning pr. flateenhet. Utførelsen ifølge oppfinnelsen tillater derfor overføring av meget større dreiemomenter enn den ovenfor nevnte kjente utførelse og uten at den drevne enhets eller det drivende verktøys flater beskadiges.

Ovenfor er den drevne innretning beskrevet med et hode med ytre drivflater. En fagmann vil imidlertid forstå at oppfinnelsen er like anvendelig på drevne innretninger med et hode som er forsynt med en forsenkning eller hultapp for samvirkende innføring av et komplementært utformet drivorgan.

Fig. 12 og 13 viser en festeinnretning som i dette tilfelle har et skaft 89 med gjenger og et forstørret hode 88 ved skaftets ene ende. Hodets 88 øvre side er utformet med en forsenkning 90 for innføring av en drivnøkkel og har samme tverrsnittsform som vist skjematisk på fig. 3 og er anordnet i koblingspartiet 64 av det drivende verktøy 62. Forsenkningen 90 i hodet 88 kan også være utformet i en kaldbearbeidelsesmaskin ved hjelp av en stanseinnsats 92 som vist på fig. 14. Stanseinnsatsen er utstyrt med en tapp 94 ved forsenkningens bunn og drives i maskinen mot hodestykket ved enden av et passende emne som er skilt fra en stanglengde e.l. Tappen 84 er forsynt med en lav konisk spiss 96 som gjør innpresningen av stansen i emnet lettere ved å lede metallforflytningen utover når stansestempelen beveges fremover mot emnet. Hjørnet mellom den koniske endeflate 96 og tappens sidevegger er hensiktsmessig svakt avrundet som vist ved 95. De innad hellende skuldre 93 ved dalenes basis danner en koppformet forsenkning 97 som omgir forsenkningen 90 og letter styringen av drivelementets endeparti når dette føres inn i forsenkningen 90. Stansetappens 94 tverrsnittsform er den samme som vist på fig. 3 og fig. 10 og trenger ingen nærmere forklaring. Da tappens omkretsflater er avrundet over hele 360° og ikke har noen skarpe hjørner hverken indre eller ytre, er forsenkningen lett å forme og det oppnås en høy grad av presisjon. Stansen vil ha lang brukstid på grunn av sin robuste utførelse, dvs. at den har forholdsvis stort tverrsnittsareal sammenlignet med stansens maksimale diameter, uten tynne radiale finner som tilfelle er ved stanser som brukes for utforming av vanlige forsenkninger av Phillipstypen. Da det heller

ikke finnes noen forholdsvis smale forsenkningsarmer som forløper radialt utover mot festehodets omkrets, er det liten sannsynlighet for sprekkdannelse i festeinnretningens hode ved pannenens ytterste ender. Da konfigurasjonen er slik at de avrundede flater har forholdsvis stor radius, finnes det heller ingen spenningskonsentrasjoner i det ferdige produkt, hvilket tillater overføring av store dreiemomenter, idet hele styrken av festeinnretningens skaft utnyttes. Dette tillater en vesentlig reduksjon av totale dimensjoner av de komplementære koblingsdeler og allikevel tillater overføring av dreiemomentet fra den ene del til den annen i området godt over styrkebegrensninger for festeinnretningen som er bestemt ved tverrsnittsarealet ved gjengenes rot (gjengerotarealet).

På fig. 15 er vist en annen utførelse av et verktøy til bruk i forbindelse med en koblingsforsenkning, såsom drivforsenkningen 90 i hodet 88. Verktøyet i dette tilfelle har et skaftparti 100 og et koblingsparti 102 ved skaftets ene ende. Partiet 102 kan være utformet ved omvendt ekstrusjonsprosess, idet det benyttes en ekstrusjonsstanse som ligner stansen ifølge fig. 6, eller ved maskinell bearbeidelse om ønskelig. Hjørnekanten 101 av koblingspartiet 102 kan være avfaset som vist for samvirkning med det koppformede parti 97 av det forsenkede hode 88 for ytterligere styring av verktøyet inn i hodets forsenkning 90. Tverrsnittsformen av verktøyets koblingsparti 102 ligner i dette tilfelle formen beskrevet i detalj i forbindelse med fig. 3. Samvirkningen mellom drivverktøyet ifølge fig. 15 og festeinnretningens forsenkning 90, som vist på fig. 12, vil være den samme som forklart i forbindelse med fig. 10 bortsett fra at elementenes anordning er omvendt. Den ytre enhet 64, som er vist på fig. 10, vil med andre ord i dette tilfelle utgjøre den drevne enhet, mens den indre enhet 12 vil utgjøre det drivende parti 102.

Koblingen for overføring av dreiemoment som forklart ovenfor, er praktisk talt universal med hensyn til anvendelsesområde og kan brukes i mange forskjellige tilfelle hvor man tidligere har tilveiebragt en mangelkantet overflateform for overføring av dreiemomentet fra en enhet til en annen. Fig. 16 og 17 viser f.eks. en mutter 106 med en forstørret bærekraft 108. Tverrsnittsformen i hodepartiet som er vist mer klart ved 110 på fig. 17, er her identisk med formen som er skjematisk vist på fig. 3. Mutteren 108 har en indre boring 112 som er forsynt med gjenger.

Fig. 18 og 19 viser en rørkobling. Denne kobling omfatter

en mutterhylse 114 som holder fast et rør 115 i en med gjenger forsynt nippel 116. Istedenfor å benytte en sekskantet ytterflate som vanlig har koblingen i dette tilfelle en sekskantet tverrsnittsform 118 som er i det vesentlige identisk med formen ifølge fig. 3.

Fig. 20 og 21 viser en lukkepropp til å skrues inn i en med indre gjenger forsynt åpning. Proppen har et med gjenger forsynt skaft 120 og en flens 122 ved sin øvre ende og flensens eller proppens overside er forsynt med en forsenkning 124. Denne forsenknings tverrsnittsform er den samme som vist på fig. 3.

På fig. 22 og 23 er vist en annen propp med et skaftparti 126 som er forsynt med gjenger. Proppens øvre ende er som det fremgår av fig. 20 utstyrt med et drivhode 128. Drivhodets tverrsnittsform er som vist på fig. 3.

Et viktig trekk ved utførelsene ifølge oppfinnelsen er at mange konvensjonelle former for skrunøkler o.l. kan benyttes i de forskjellige drevne enheter som er beskrevet ovenfor og som enten er av den indre eller den ytre type. Selv om det selvfølgelig foretrekkes at man i alle tilfelle på den drevne enhet har drivflater som er fullstendig komplementære til flatene på den drevne enhet, er det å forstå at det riktige verktøy ikke alltid kan være for hånd for en person som arbeider med service e.l., f.eks. i nødstilfelle.

Fig. 24 viser en pipenøkkel 130 med vanlig sekskantet innerflate 132. Som vist kan en slik pipenøkkel lett brukes sammen med en seksarmet enhet 134 utformet i samsvar med oppfinnelsen. Fig. 25 viser en sekskantsnøkkel 136 med ytre formflate anbragt i en seksarmet forsenkning 138 i en drevne enhet 137 ifølge oppfinnelsen.

Også nøkler med andre former kan brukes i forbindelse med enheten i samsvar med oppfinnelsen. Fig. 26 og 27 viser f.eks. en nøkkel 140 med to tapper 142 som er anbragt parallelt på nøkkelarmen eller nøkkelhåndtaket 140. Tappene er anordnet vinkelrett på håndtaket og deres radius er i det minste på den side som kommer i anlegg med den drevne enhets 144 hode bare ubetydelig mindre enn for de konkave flater på det ytre hode 144. Som følge av den store kontaktflate mellom tappene 142 og enhetens 144 tilstøtende flater, kan ganske betydelige dreiemomenter overføres ved hjelp av en slik nøkkel og enheten 144.

Man vil forstå at flatnøkler, pipenøkler og nøkler av andre typer, f.eks. såkalte "Loc-Rite"-nøkler, også kan brukes i for-

bindelse med drevne elementer av den utvendige type som er utført i samsvar med oppfinnelsen.

For å sammenligne overføringskoblinger for dreiemoment av den vanlige sekskantede type med enheter i samsvar med oppfinnelsen, har man utført en rekke forsøk og det ble brukt hodeskruer med 5/16" (7,9 mm) diameter. Vanlige sekskantede hoder for slike skruer har en dimensjon på 0,50" over flatene og en høyde på 0,30". Hodene som er utført i samsvar med oppfinnelsen for skruer av denne størrelse, har en effektiv høyde på 0,166", en maksimal diameter som vist ved 25 på fig. 3 på 0,367" og en minimal diameter som vist ved 26 på fig. 3 på 0,268". Alle disse prøveskruer ble fremstilt av 1022 stål og varmebehandlet på samme måte. Det ble brukt vanlige sekskantede pipenøkler i forbindelse med sekskantede hoder og en pipenøkkel som vist ved 64 på fig. 10 i forbindelse med skruer som var utstyrt med sekskantede hoder i samsvar med oppfinnelsen. Ved forsøkene med seks sekskantede hoder ble nøkkelen belastet ved enden med en kraft på 9,1 kg og nøkkelen gikk ut av inngrep med dreiemomenter som varierte fra 4,1 kgm til 5,2 kgm med gjennomsnitt 4,8 kgm. Tilsvarende forsøk ble utført med seksarmede hoder i samsvar med oppfinnelsen, men i dette tilfelle ble dreiemomentet øket til det oppstod brudd ved avskjæring. Under ingen av de sistnevnte forsøk hadde det skjedd at nøkkelen gikk ut av inngrep, mens avskjæringen av hodet skjedde først ved dreiemomenter som varierte fra 7,6 kgm til 8,3 kgm med gjennomsnitt 8,2 kgm. Maksimalt dreiemoment for det gjengede parti av en 5/16" (7,9 mm) skrue av samme materiale var etter samme varmebehandling 4,3 kgm. Selv om det seksarmede hode hadde meget mindre størrelse og inneholdt mindre materiale enn et vanlig sekskantet hode, var det ingen tendens til å få pipenøkkelen ut av inngrep slik tilfelle var ved prøvene med vanlig sekskantet hode, selv ved en belastning lik null. Selv om det seksarmede hode i samsvar med oppfinnelsen hadde meget mindre tverrdimensjoner enn det normale sekskantede hode, var skjærkraften helt tilstrekkelig sammenlignet med skjærkraften for skruens gjengede parti.

Som følge av bruken av ekstruderingsprosessen for fremstilling av den drevne enhet, er det oppnådd stor styrke i materialet mellom hodet og skaftpartiet, f.eks. i et festeelement som vist på fig. 1. Som det fremgår av fig. 5, finner bare en svakere steking av metallets 44 ende under det første arbeidsslag sted. Resultatet er at metallet i hodestykket 42 som således formes, forblir i

forholdsvis ubelastet eller avspent tilstand. Under det annet arbeidsslag formes dalene i hodestykkets 42 ytre sidevegg ved hjelp av de konvergerende skuldre 50 i ekstruderingsdynen som er vist på fig. 6. Som vist i snittet på fig. 28 konvergerer skuldrene mot hodets lengdeakse 19 i en vinkel 150 med størrelsesordenen 30° omtrent. Komprimeringen av metallet mellom ekstruderingsdynens skuldre 50 som frembringer skuldrene 58 på det ferdige hode, bevirker dannelsen av noe spenningsbelastet område i hodets metall, men som er dom-formet som antydnet med streklinjer 152. Mens metallet ikke utsettes for tilbørlige spenninger under den omvendte ekstruderingsoperasjon, hvilken skyldes det forhold at det belastede område strekker seg opp og inn i hodets sentrale parti, oppstår ingen svekkelse av overgangen mellom hodet og skaftpartiet. I noen operasjoner hvor hodet utformes ved flere stuketrinn, dannes en sterkt spenningsbelastet sone mellom hjørnene 154 på tvers av skaftet ved overgangen mellom skaftet og hodet. En slik tilstand er uønskelig fordi den ofte er årsaken til brudd i skaftets diametralretning umiddelbart under hodet.

Oppfinnelsen er ikke begrenset til festeelementhoder og drivelementer dertil, men kan like godt brukes i forbindelse med koblinger og dreiemomentoverførende forbindelser. Uavhengig av om koblingsenheten er av en type som har ytre kamflate eller indre kamflate, kan det oppnås tilfredsstillende virkning selv om den drevne enhet ikke har en identisk komplementær flatekonfigurasjon.

P a t e n t k r a v

1. Element, særlig skruehode, mutterhode, løst eller fast akselhode, nøkkel- eller koblingshode for samvirkning med det førstnevnte hode, hvilket hode er utført med utvendig eller forsenket, innvendig gripeflate, omfattende et legeme (10) med et parti (12) som har en første rekke med innbyrdes adskilte, halvsylindriske flater (18) og en annen rekke med halvsylindriske flater (22) som alternerer med flatene av den første rekke og slutter seg tangentialt til disse med krumningsaksene (20,24) av de to rekker av flater forløpende i det vesentlige parallelt med hverandre og med legemets senterakse (19) hvor krumningsaksene (20) for den første rekke med flater (18) er beliggende mellom de respektive flater (18) og senteraksen (19), og krumningsaksene (24) for den andre rekke med flater (22) i forhold til senteraksen (19) er anordnet på den motsatte side av den respektive flate (22), hvor tverrsnittet av flatene i nevnte parti har symmetrisk, i det vesentlige seksarmet konfigurasjon, med krumningsaksene (20) for den første rekke med flater (18) sammenfallende med spissene av en tenkt regulær sekskant, k a r a k t e r i s e r t ved at krumningsradien for den første rekke med flater er omtrent 5 til 10% av hoveddiameteren (25) for nevnte første rekke med flater, at krumningsradien for den andre rekke med flater (22) er større enn det dobbelte av radien for den første rekke med flater (18) slik at vinkelutstrekningen av den andre rekke med flater er vesentlig større enn vinkelutstrekningen for den første rekke med flater som er i størrelsesordenen 20 til 25° , at differansen (28) mellom den maksimale radiale dimensjon av den første rekke med flater (18) og den minimale radiale dimensjon av den andre rekke med flater (22) er omtrent 50% større enn radien av den første rekke med flater, og at tilstøtende overflatepartier av nevnte første og andre rekke med flater danner en drivflate (78) med en drivvinkel fra $10-20^{\circ}$, hvor drivvinkelen er definert som vinkelen mellom en linje som er tangent med punktet hvor flatene kommer sammen og nevnte legemes radius som skjærer den halvsylindriske flate av den første rekke med flater umiddelbart ved nevnte drivflate.

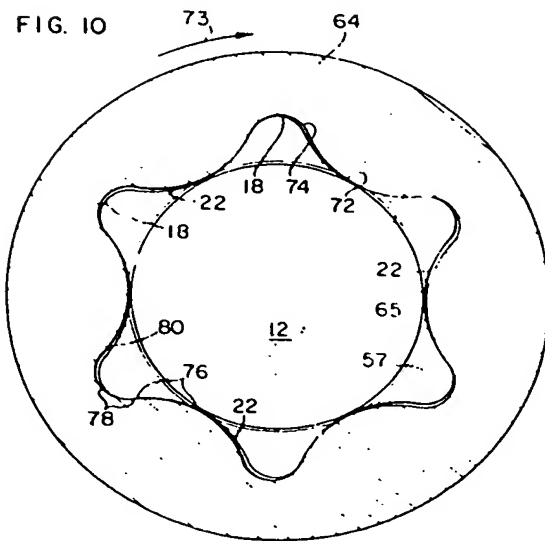
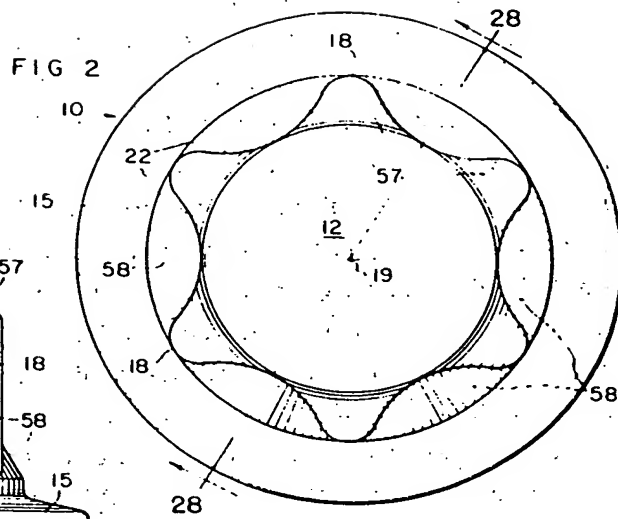
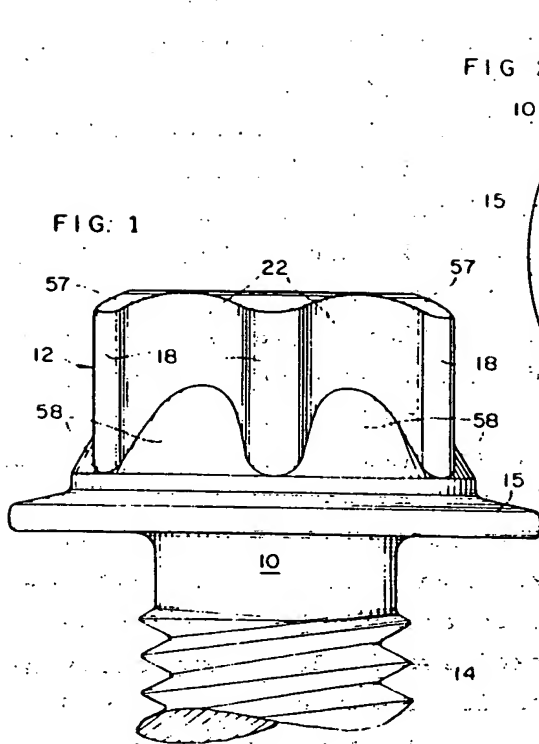
2. Element ifølge krav 1, k a r a k t e r i s e r t ved at differansen (28) mellom den maksimale radiale dimensjon av den første rekke med flater (18) og den minimale radiale dimensjon av den andre rekke med flater (22) er mellom 25 og 30% av nevnte maksimale radiale dimensjon.

3. Element ifølge krav 1, k a r a k t e r i s e r t ved at den første rekke med flater (18) danner eller begrenser konvekse topper og den andre rekke med flater (22) konkave spor på den ytre omkrets av en dreven enhet.
4. Element ifølge krav 1, k a r a k t e r i s e r t ved at den første rekke med flater (18) begrenser konkave spor og den andre rekke med flater (22) innad forløpende konvekse ribber som danner indre sidevegger av en forsenkning (64) i en dreven del.
5. Element ifølge krav 1, k a r a k t e r i s e r t ved at en forstørret lagerskive eller bæreskive (15) er anordnet mellom de to rekker med krumme flater og resten av legemet.
6. Element ifølge krav 1, k a r a k t e r i s e r t ved at den første rekke med flater (18) danner konvekse topper og den andre rekke med flater (22) danner konkave spor og en skulder (58) som strekker seg fra de indre ender av toppene og konvergerer innenfor dalene mot legemets senterakse og i retning mot toppenes frie ender danner en domformet sone med påkjent metall i avstand fra den frie ende og bort fra overgangen mellom nevnte seksarmede overflateparti og resten av legemet.
7. Element ifølge krav 6, k a r a k t e r i s e r t ved at skulderen (58) strekker seg i en vinkel på omtrent 30° med senteraksen.
8. Element ifølge krav 1, k a r a k t e r i s e r t ved at arealet av tverrsnittet utover den andre rekke med flater (22) og mellom midtpunktene av tilstøtende flater (18) i den første rekke med flater er omtrent det dobbelte av arealet av tverrsnittet innenfor den første rekke med flater mellom tilstøtende midtpunkter av den andre rekke med flater.
9. Verktøy for fremstilling av elementet ifølge krav 1 og bestående av et som stanseverktøy utformet legeme (48,92) for plastisk bearbeidning av det materiale av hvilket elementet fremstilles, hvorved dette legeme er utført med utvendig eller forsenket, innvendig gripeflate, omfattende et legeme (10) med et parti (12) som har en første rekke med innbyrdes adskilte, halvsylindriske flater (18) og en annen rekke med halvsylindriske flater (22) som alternerer med flatene av den første rekke og slutter seg tangentialt til disse med krumningsaksene (20,24) av de to rekker av flater forløpende i det vesentlige parallelt med hverandre og med legemets senterakse (19)

hvor krumningsaksene (20) for den første rekke med flater (18) er beliggende mellom de respektive flater (18) og senteraksen (19), og krumningsaksene (24) for den andre rekke med flater (22) i forhold til senteraksen (19) er anordnet på den motsatte side av den respektive flate (22), hvor tverrsnittet av flatene i nevnte parti har symmetrisk, i det vesentlige seksarmet konfigurasjon, med krumningsaksene (20) for den første rekke med flater (18) sammenfallende med spissene av en tenkt regulær sekskant, k a r a k t e r i s e r t ved at krumningsradien for den første rekke med flater er omtrent 5 til 10% av hoveddiameteren (25) for nevnte første rekke med flater, at krumningsradien for den andre rekke med flater (22) er større enn det dobbelte av radien for den første rekke med flater (18) slik at vinkelutstrekningen av den andre rekke med flater er vesentlig større enn vinkelutstrekningen for den første rekke med flater som er i størrelsesordenen 20 til 25°, at differansen (28) mellom den maksimale radiale dimensjon av den første rekke med flater (18) og den minimale radiale dimensjon av den andre rekke med flater (22) er omtrent 50% større enn radien av den første rekke med flater, og at tilstøtende overflatepartier av nevnte første og andre rekke med flater danner en drivflate (78) med en drivvinkel fra 10-20°, hvor drivvinkelen er definert som vinkelen mellom en linje som er tangent med punktet hvor flatene kommer sammen og nevnte legemes radius som skjærer den halvsylindriske flate av den første rekke med flater umiddelbart ved nevnte drivflate.

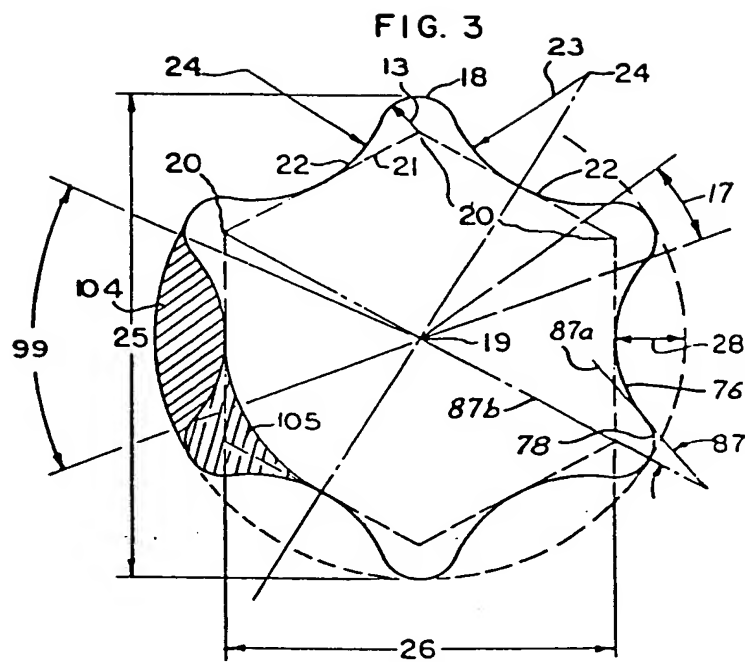
(56) Anførte publikasjoner: Ingen.

128968



THIS PAGE BLANK (USPTO)

128968



THIS PAGE BLANK (USPTO)

FIG. 9

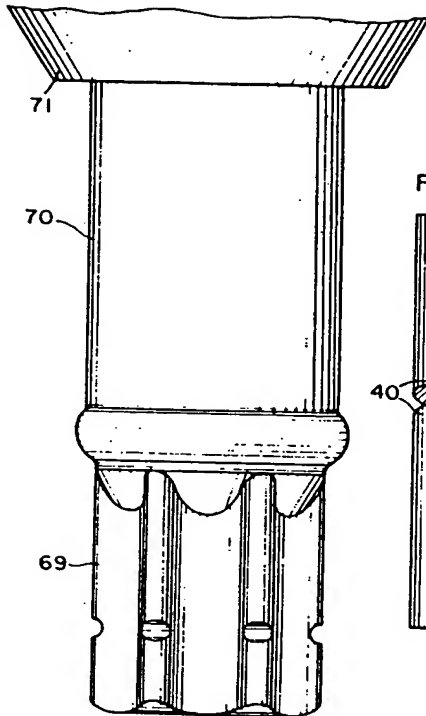


FIG. 6

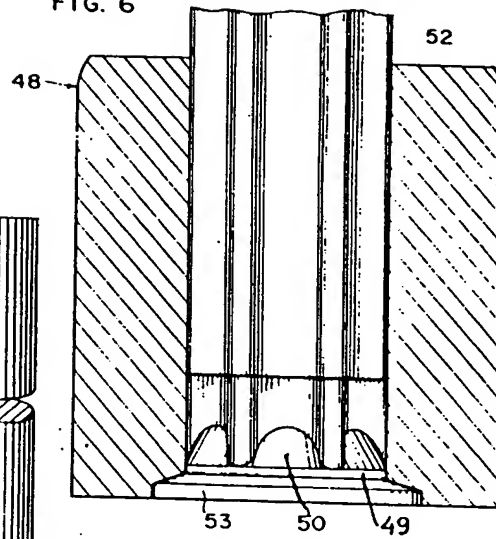


FIG. 4

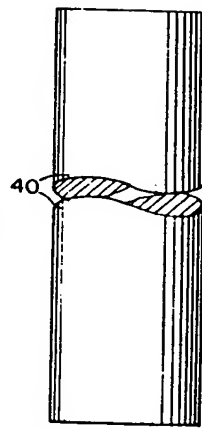


FIG. 5

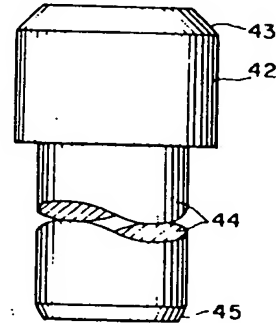


FIG. 8

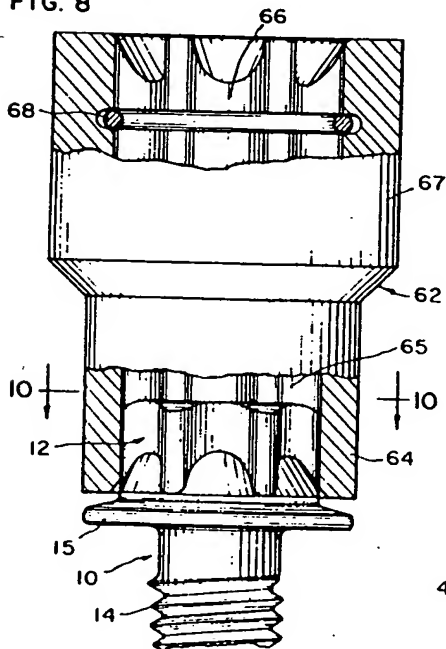


FIG. 7

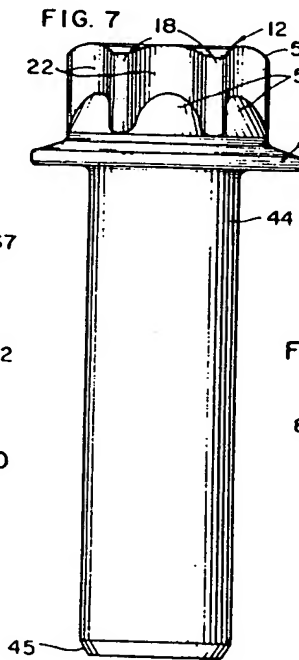
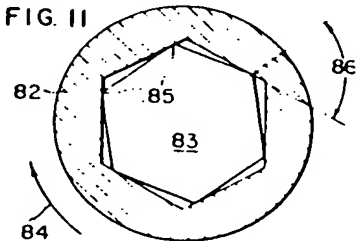


FIG. 11



THIS PAGE BLANK (USPTO)

128968

FIG. 12

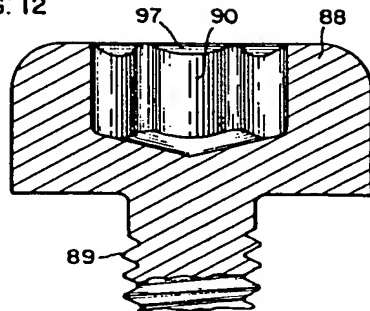


FIG. 13

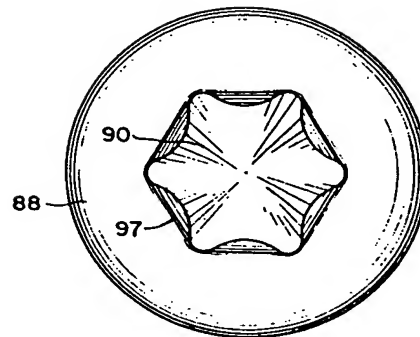


FIG. 14

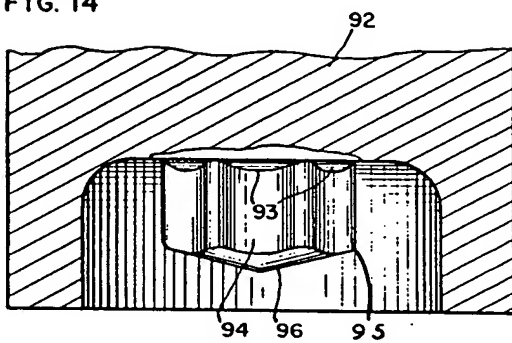


FIG. 15

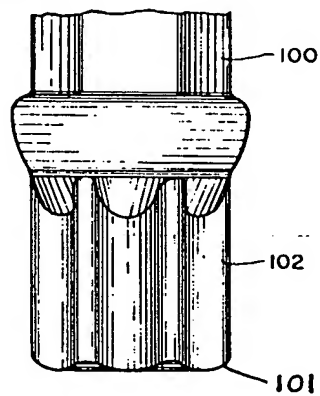
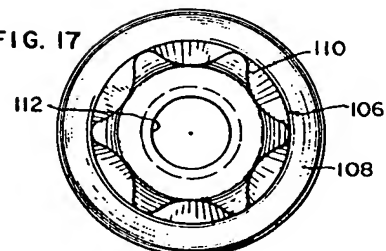


FIG. 16



FIG. 17



THIS PAGE BLANK (USPTO)

FIG. 18

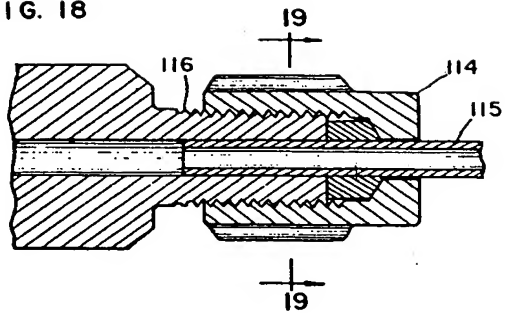


FIG. 19

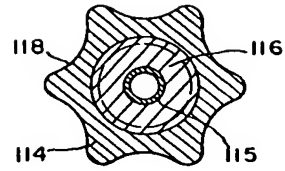


FIG. 21

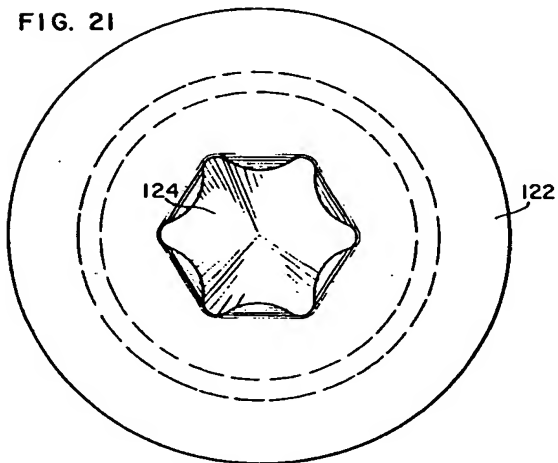


FIG. 23

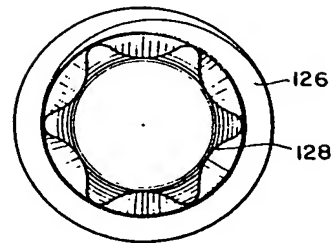


FIG. 20

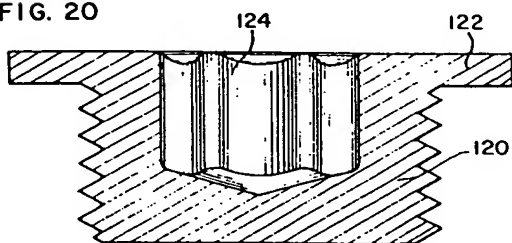
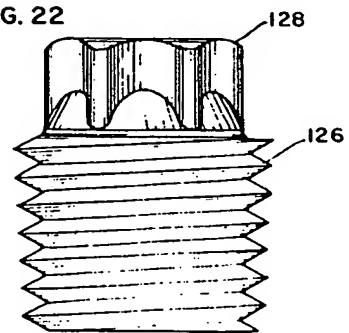


FIG. 22



THIS PAGE BLANK (USPTO)

128968

FIG. 24

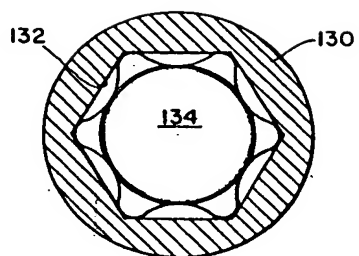


FIG. 25

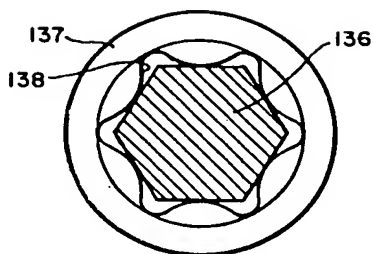


FIG. 27

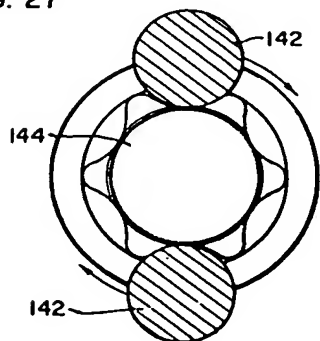


FIG. 28

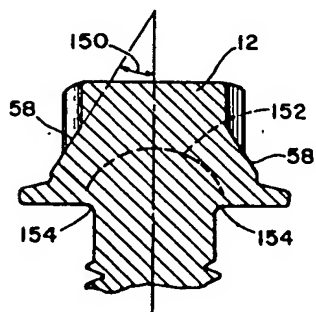
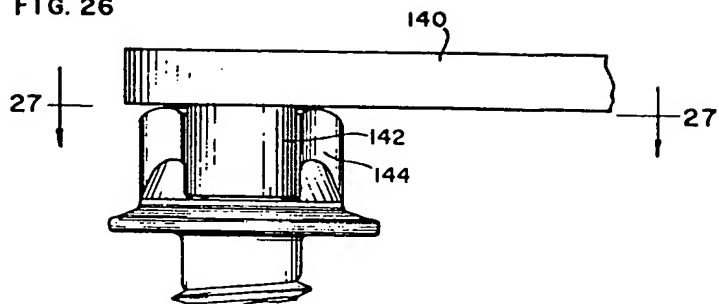


FIG. 26



THIS PAGE BLANK (USPTO)